

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

**Fakulta strojní**

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Technická diagnostika zařízení pro zpracování dřeva**

**Technical Diagnostic of Mechanism for Wood Processing**



Student:

David Czyž

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Blata Ph.D.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **David Czyž**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování  
Specializace: 70 Technická diagnostika, opravy a udržování  
Téma: **Technická diagnostika zařízení pro zpracování dřeva**  
**Technical Diagnostic of Mechanism for Wood Processing**

### Zásady pro vypracování:

Rozvoj zpracování dřeva zažívá v poslední době velkého rozvoje, proto je i velký zájem o technickou diagnostiku pro dřevozpracující stroje. V rámci bakalářské práce navrhnete vhodné stroje pro provádění technické diagnostiky, proved'te patřičná měření včetně provozních vyhodnocení, případně navrhnete technická zlepšení.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proved'te konkrétní provozní vyhodnocení.

Další podrobnější specifikace provede vedoucí bakalářské práce.

## Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

*Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.*

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



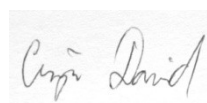
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě

20. 5. 2012



Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon Č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́домі, же Высoкá школа ба́нская - Техни́кая универзита Ostrava (дále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užit (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- было сjeднáно, же с VŠB – TUO, в пpипаде́ зájму з její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было сjeднáно, же у́жит své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souladem VŠB - TUO. která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO, na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, же odevздáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů. bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

20. 5. 2012

Adresa trvalého pobytu:

David Czyž

Bukovecká 81

739 91 Jablunkov

Okr. Frýdek – Místek

## **Anotace bakalářské práce**

CZYŽ, D. Technická diagnostika zařízení pro zpracování dřeva. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 46s. Bakalářská práce, vedoucí práce: Ing. Blata Jan Ph.D.

Tématem bakalářské práce je: Technická diagnostika zařízení pro zpracování dřeva. Měření a analýza je prováděna pod vedením firmy Jewa s.r.o. a zabývá se problémem zvýšených vibrací na rámové pile. Teoretická část se zabývá popisem rámové pily a stručným vysvětlením technické diagnostiky a vibrodiagnostiky. Rovněž jsou zde popsány možné metody příčin vibrací a jejich zpracování. V praktické části se práce zabývá měřením a následným vyhodnocením vibrací. Výsledkem bakalářské práce je 3D model rámu pod oběžným kolem pro maximální eliminaci vibrací.

## **Anotation of bachelor thesis**

CZYŽ, D. Technical Diagnostic of Mechanism for Wood Processing. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Construction, 2012, 46p. Bachelor thesis, Thesis head: Ing. Blata Jan Ph.D.

The main topic of thesis is Technical Diagnostic of Mechanism for Wood Processing. Measuring and analysis solving a problem of increased vibrations of a frame saw are made in company Jewa s.r.o. Theoretical part is describing the frame saw and briefly cover a theory of technical diagnostics and vibrodiagnostics. Thesis also contain different methods of cause of vibrations and its processing. In practical part I concerned measuring and valuating of vibrations. The result of thesis is 3D model of frame under rotating wheel for maximum avoiding of vibrations.

## Obsah

Anotace bakalářské práce .....	6
Obsah .....	7
Seznam použitých symbolů a zkratek .....	8
Úvod .....	9
1. RÁMOVÁ PILA „KATR“ .....	11
2. VIBRODIAGNOSTIKA .....	14
2.1. Základní definice diagnostiky .....	14
2.1.1. Základní pojmy v diagnostice: .....	14
2.2. Vibrace a měřené veličiny .....	15
2.3. Příčiny vibrací .....	16
2.3.1. Nevývaha .....	16
2.3.2. Statická nevyváženost .....	17
2.3.3. Momentová nevyváženost .....	17
2.3.4. Dynamická (obecná) nevyváženost .....	18
2.3.5. Nesouosost .....	18
2.3.6. Ohnutý hřídel .....	20
2.3.7. Mechanické uvolnění .....	21
2.4. Kritéria hodnocení vibrací dle ČSN ISO 10816 .....	21
2.4.1. Velikost vibrací .....	21
2.4.2. Změna velikostí vibrací .....	22
2.5. Rezonance .....	25
3. SNÍMÁNÍ VIBRACÍ .....	26
3.1. Snímače vibrací .....	26
3.2. Snímače výchylky .....	26
3.3. Snímače rychlosti .....	27
3.4. Snímače zrychlení .....	28
3.5. Výběr měřících míst .....	30
4. NAMĚŘENÁ DATA A JEJICH ZPRACOVÁNÍ .....	31
4.1. Měření velikosti vibrací .....	31
4.2. Pevnostní analýza opěrného rámu .....	35
5. ZÁVĚR .....	43
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	44

**Seznam použitých symbolů a zkratek**

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotka</b>
v	Rychlost	[mm/s]
a	Zrychlení	[mm/s <sup>2</sup> ]
x	Výchylka	[μm]
X	Amplituda výchylky	[μm]
f	Frekvence	[Hz]
ω	Úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]
P	Výkon	[W]
T	Teplota	[°C]
L1, L2, L3, L4	Ložiskové domky pro měření	[ - ]
FFT	Rychlá Fourierova transformace	[ - ]
RMS	Efektivní hodnota	[ - ]



## Úvod

Tato bakalářská práce aplikuje metody diagnostiky, zejména pak vibrodiagnostiky pro zabezpečování životnosti a bezpečnosti daných strojů. Diagnostické metody jsou nezbytné k predikci nevyhovujících stavů strojů, které mají za následek poškození stroje nebo jeho komponentů. Proto je pro firmy důležité se o tyto náležitosti zajímat, jednak z důvodu bezpečnosti a také z důvodu finančních ztrát způsobených případnou havárií nebo odstávkou stroje. Tato bakalářská práce se zabývá měřením a následným vyhodnocením vibrací na stroji „KATR“ (rámová pila), kde nastal problém s nadměrnými vibracemi na hřídeli malého oběžného kola. Při zanedbání tohoto problému by mohlo dojít k opotřebení dalších komponentů na stroji, v krajním případě i k poruše.



*Obr. 1.1. Rámová pila*

Cílem této bakalářské práce je zjistit příčinu těchto vibrací a zajistit další bezpečný provoz stroje. Bude zapotřebí najít místo největších vibrací, ty dále zpracovat a zjistit možný dopad na provoz stroje. Posléze bude nezbytné zjistit, co vibrace způsobuje a jak je možné je co nejlépe eliminovat. Možným způsobem eliminace vibrací bude návrh nové nosné konstrukce rámové pily nebo vyztužení stávající konstrukce.

Bakalářská práce je zhotovována pod vedením firmy Jewa s.r.o. Tato společnost vznikla na jaře roku 1954. Společnost Jewa s.r.o. provozuje pilu v Bystřici nad Olší a jejím hlavním výrobním programem je výroba lamel pro lepení eurohranolu, výroba a sušení truhlářského řeziva, výroba vazeb na střechy, obalového materiálu ze dřeva a další.



*Obr. 1.2. Firma Jewa s.r.o.*

## 1. RÁMOVÁ PILA „KATR“

Rámová pila je základním a nejrozšířenějším strojem pro výrobu pilařských výřezů z kulatiny. Na její práci závisí výkonnost celého pilařského závodu, proto je třeba zvolit správný způsob řezání. Rámové pily slouží k podélnému dělení dřevní hmoty - pilařských výřezů na prkna nebo trámy dle potřeby uživatelů.

Přesto že rámová pila má v porovnání se všemi ostatními malou řeznou rychlost 4 – 7 m/s např. oproti pásové pile s rychlostí 60 – 120 m/s, opracovává rámová pila celý výřez naráz, a tudíž není při konečném vyhodnocení daleko za ostatními stroji. Další nesporné výhody rámových pil jsou jednoduchost při obsluze i údržbě. Při porovnání s ostatními stroji je patrná jejich nižší pořizovací cena i cena náhradních dílů.

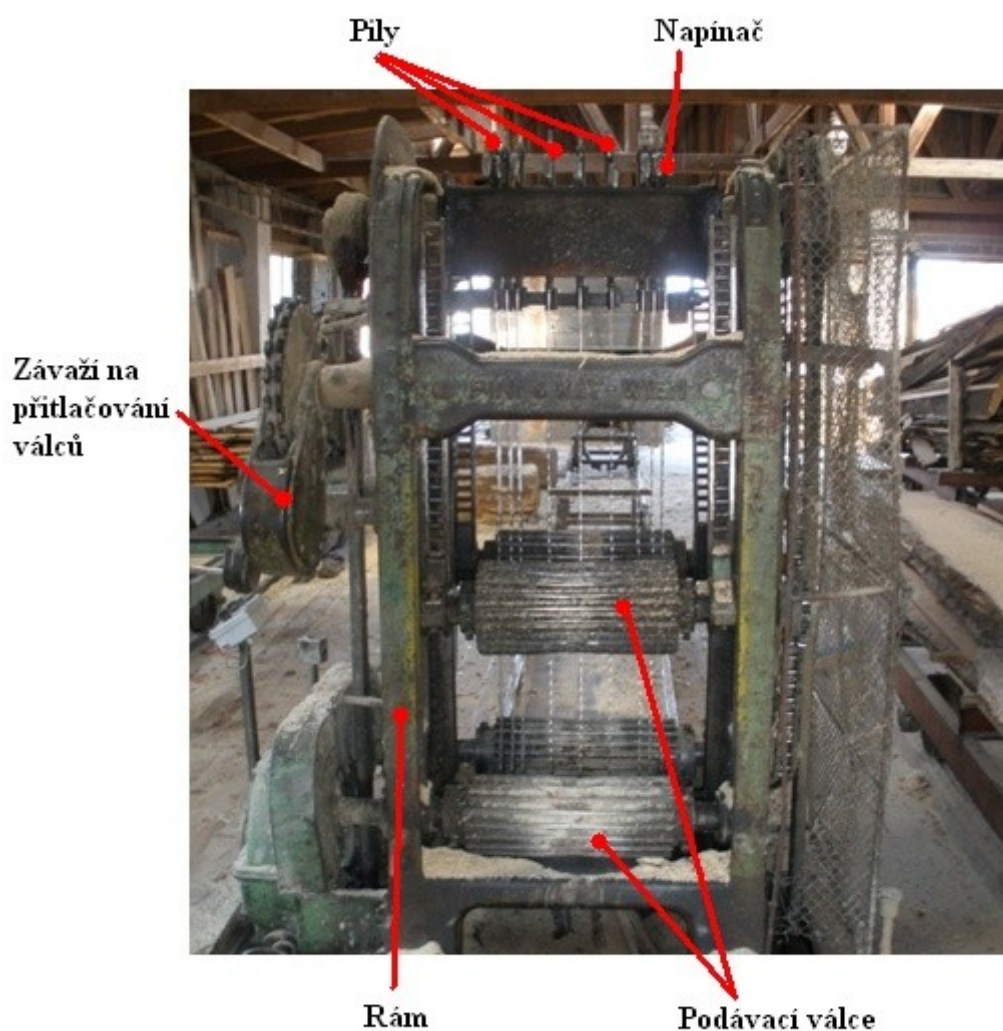
Rámovkové vozíky jsou strojní zařízení, pomocí něhož je pilařský výřez vystředěn a podáván do rámové pily. Rámovkový vozík musí též výřez vést, a to v případě, jestliže není rozřezávaný materiál držen i zadními válci rámové pily.



*Obr. 1.3. Rámovkový vozík [12]*



Rámové pily jsou klasické dvoupodlažní konstrukce. Základová deska, stojany, horní i spodní příčka je opracovaný odlitek ze šedé litiny. Na základové desce jsou upevněny domečky přemítacího zařízení. Pilový rám je precizně opracován a pro výrobu horního i spodního příčnicku jsou voleny vysoce jakostní materiály. Ojnice jsou zhotoveny z výkovků, u kterých jsou provedeny metalografické a defektoskopické zkoušky za účelem vyloučení skrytých vad materiálu. Napínání pilových listů se u rámových pil provádí závěsy s excentry. Přítlačování horních válců je řešeno pomocí přímočarých hydromotorů a ozubených tyčí. Pohon je proveden klasickým způsobem. Rámové pily jsou dále vybaveny brzdami<sup>1</sup>.



**Obr. 1.4** Popis horní části rámové pily

<sup>1</sup> Obsluha rámových pil [4]



***Obr. 1.5** Podzemní část rámové pily*

Tato rámová pila, která byla vyrobena firmou Austria má maximální pořez kulatiny 63cm. Pila pracuje ve dvou osmihodinových směnách a denně pořeže až 20 m<sup>3</sup> dřeva.

## 2. VIBRODIAGNOSTIKA

### 2.1. Základní definice diagnostiky

Technická diagnostika se zabývá metodami a prostředky zjišťování technického stavu součástí. Je základním znakem ovlivňujícím bezpečnost provozu a patří k nástrojům a prostředkům autonomní údržby. Může rozhodnout o včasné nutnosti a rozsahu opravy. Aplikováním technické diagnostiky na strojní součásti do provozu můžeme redukovat náklady na údržbu vzniklé poruchami strojů.

Základní rozdělení:

- Nedestruktivní diagnostika (metody prozařovací a ultrazvukové)
- Bezdemontážní diagnostika (vibrodiagnostika, termodiagnostika, tribodiagnostika)

Úkolem technické diagnostiky je zajišťovat provozuschopnost a bezporuchovost objektu, tím můžeme výrazně snížit náklady na opravy a výdaje spojené např. s odstávkou výroby při havárii.

#### 2.1.1. Základní pojmy v diagnostice:

Diagnóza

- Detekce – odhalení vznikající poruchy nebo trhliny (Co?)
- Lokalizace – určení místa poruchy (Kde?)
- Specifikace – stanovení důvodu vznikající poruchy (Proč?)
- Predikce – určení odhadu zbytkové životnosti (Jak dlouho bude ještě daný objekt provozuschopný?)

Diagnostický systém – vyhodnocuje nám technický stav objektu, možnost sledování objektu ONLINE (trvale) nebo OFFLINE měřením tzn. příležitostní měření

Provozuschopnost – vlastnost objektu vykonávat funkci za daných okolností a daným způsobem

Porucha – konec životnosti objektu

Opravitelnost – zaručení možnosti opravy na provozuschopný objekt

## 2.2. Vibrace a měřené veličiny

Vibrace lze chápat jako mechanické chvění způsobené vnějšími a vnitřními silami působícími na sledovaný objekt. Účelem sledování vibrací rotujících strojů je poskytování informací o provozním a technickém stavu dané součásti. Vibrace jsou úzce vázány na dynamické zatěžování stroje související se stavem ložisek, převodovek, nevývahou, nesouosostí a trhlinami v důležitých částech stroje. Takže jejich monitorování a vyhodnocování se stává důležitou součástí technické diagnostiky daného podniku.

Pohyb lze v mechanice charakterizovat výchylkou, rychlostí nebo zrychlením přičemž jsou tyto veličiny vzájemně vázány matematickými vztahy. Z tohoto hlediska nezáleží na tom, kterou veličinu použijeme pro popis vibračního chování.

- Výchylka vibrací se udává obvykle v mikrometrech [ $\mu\text{m}$ ]

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t)$$

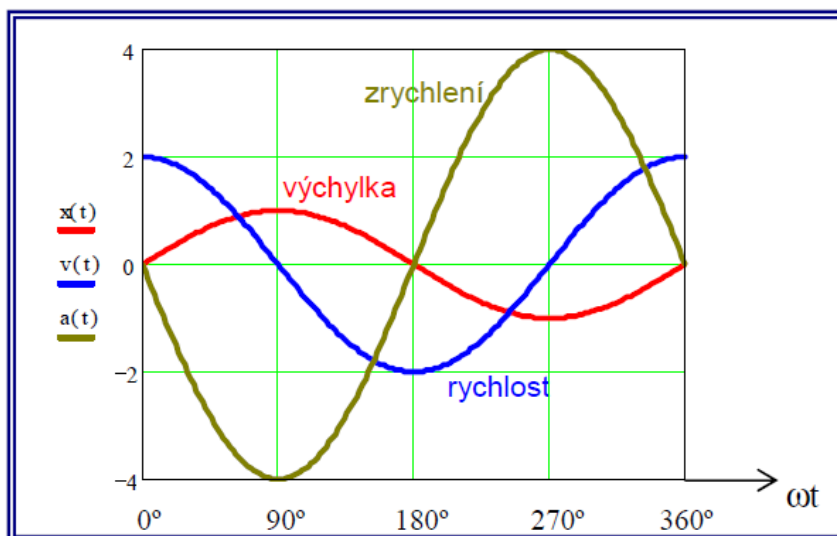
- Rychlost je první derivací výchylky podle času udávaná v [ $\text{mm/s}$ ]

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = X \cdot \omega \cdot \cos(\omega t)$$

- Zrychlení je druhou derivací výchylky podle času udáváno v [ $\text{m/s}^2$ ]

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -X \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

Z toho nám plyne, že pokud známe jednu veličinu ostatní si můžeme dopočítat. Rychlost se opožďuje o  $90^\circ$  za výchylkou a zrychlení o dalších  $90^\circ$  za rychlostí.



**Obr. 2.1** Vztah mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením [2]

Na rozdíl od výpočtu je však při měření nutné vzít v úvahu působení vnějších vlivů, jež nepříznivě ovlivňují měření. Tyto vlivy je třeba rozlišovat a dodržovat dostatečný odstup signálu od šumu.

## 2.3. Příčiny vibrací

U každého rotačního stroje dochází za provozu k mírnému mechanickému chvění. To znamená, že i nový stroj přicházející z výroby má určitou úroveň chvění. Hlavní příčina může být v dynamickém zatížení, ale také ve výrobní nepřesnosti nebo vůli pohyblivých součástí.

Mezi nejvýznamnější detekované závady patří nevývaha a nesouosost strojních dílů, mechanické uvolnění, poškozená ložiska, rezonance nebo nestabilita oleje. Tyto závady je třeba včas detekovat a strategicky plánovat časování oprav.

### 2.3.1. Nevývaha

Jednou ze základních budících sil u rotačních strojů je odstředivá síla. Odstředivou sílu způsobuje to, že nelze stanovit, aby těžiště rotoru bylo přesně na

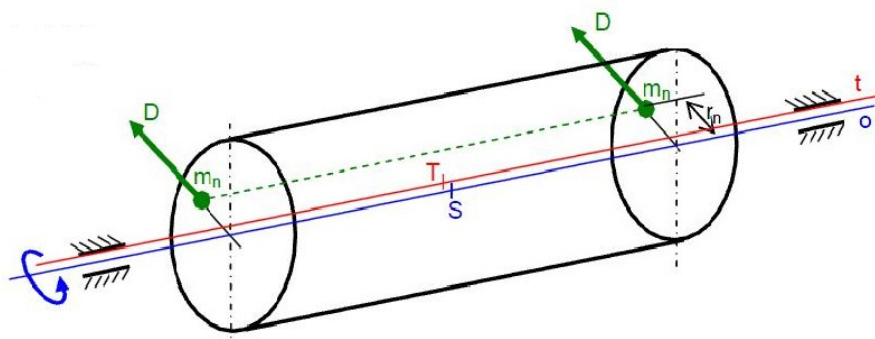


ose rotace, aby se osa rotace shodovala s hlavní osou setrvačnosti. Jelikož odstředivá síla je v pracovním procesu až na zvláštní výjimky škodlivá, provádějí se různá opatření k jejímu minimalizování. Rotory se proto musí vyvažovat.

Vyvážení znamená přiblížit osu rotace co nejpřesněji k ose těžiště a zlepšit rozložení hmoty natolik, aby se toto těleso otáčelo bez působení volných odstředivých sil.

### 2.3.2. Statická nevyváženost

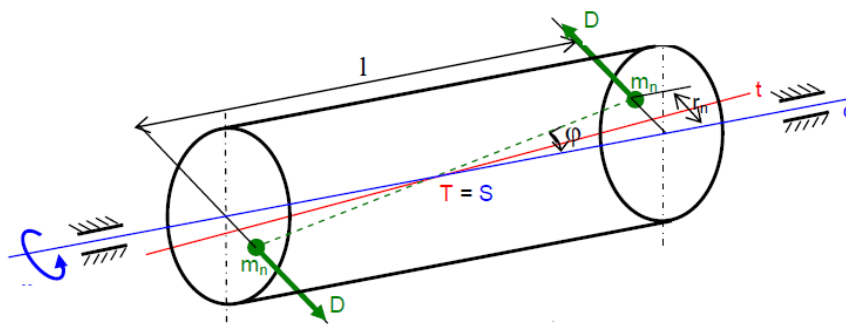
V tomto případě se jedná o závadu, kterou vyvolává paralelní posunutí hlavní osy setrvačnosti vzhledem k ose otáčení, přičemž jejich vzdálenost současně odpovídá posunutí těžiště rotoru. U statické nevyváženosti působí jen jedna síla  $D$ , jenž se dá demonstrovat na příkladu, kdy umístíme rotor na plochu s minimálním třením a rotor se pak natočí tak, že nejtěžší bod zaujme nejnižší polohu. Statické vyvažování se provádí výhradně v jedné vyvažovací rovině.



**Obr. 2.2** Statická nevyváženost [2]

### 2.3.3. Momentová nevyváženost

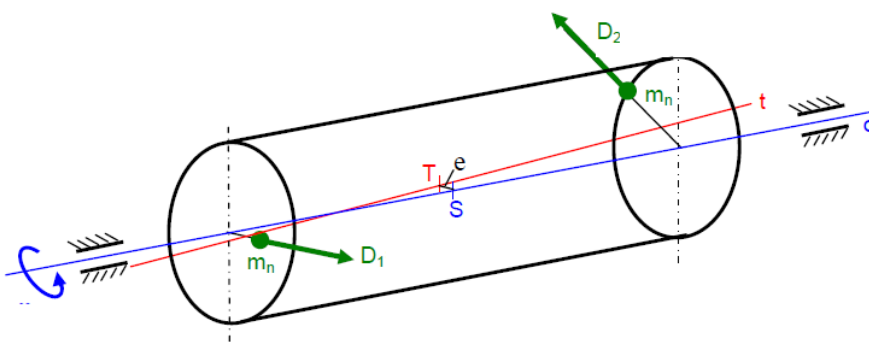
Momentově nevyvážený rotor je tehdy, když hlavní osa setrvačnosti svírá s osou otáčení určitý úhel a protínají se v těžišti rotoru. Problémem oproti statické nevyváženosti je ten, že v klidové poloze se stator nedá měřit, jeví se jako vyvážený. Avšak při otáčení rotoru dochází k působení odstředivých sil na obou koncích hřídele v opačném směru. Důsledkem toho rotor vibruje.



**Obr. 2.3** Momentová nevyváženost [2]

#### 2.3.4. Dynamická (obecná) nevyváženost

Dynamická nevyváženost je v praxi nejčastějším typem nevyváženosti, jedná se o kombinaci statické a momentové nevyváženosti. V tomto případě pak osa setrvačnosti neprotíná osu otáčení v těžišti tělesa, tzn., že jsou navzájem mimoběžné. Při vyvažování se pak nejdříve soustředíme na statickou nevyváženost a následně pak na momentovou. Dynamické vyvažování se provádí ve více rovinách.



**Obr. 2.4** Dynamická nevyváženost [2]

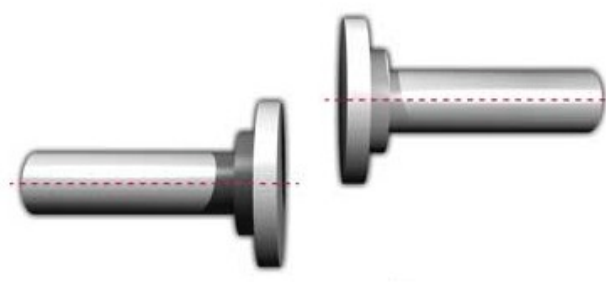
#### 2.3.5. Nesouosost

Ve statistice škod jsou chyby způsobené nekvalitním vyrovnáním os a závadami spojek uváděny jako druhá nejčastější příčina hned po nevyváze. Při skládání jednotlivých strojů vznikají soustrojí neboli pohonné jednotky. Ty kladou vysoké

nároky na přesnou montáž a správné ustavení, čímž zamezí vzniku vynucených sil a kmitů. Mechanické spojení hřídelů pro přenos krouticího momentu je zajišťován pomocí spojek. Dosáhnou-li jednotlivé chyby vyvažování nepřístupné tolerance, dochází k poškození ložisek, spojek a k trvalým deformacím hřídelů. Těmto škodám se dá předcházet při správném vyrovnaní os.

Rozlišujeme tři druhy nesouososti:

a) Paralelní přesazení – osy rotace jsou navzájem posunuty



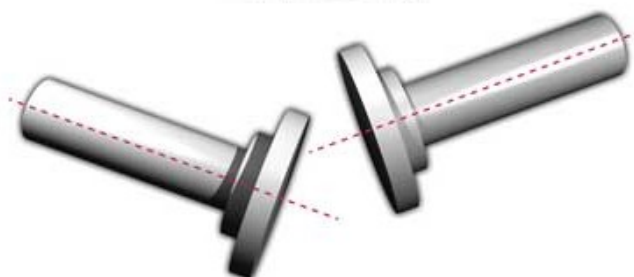
**Obr. 2.5** Paralelní přesazení [9]

b) Úhlové přesazení – osy rotace jsou navzájem nakloněny



**Obr. 2.6** Úhlové přesazení [9]

c) Paralelní a úhlové přesazení – osy jsou navzájem nakloněny, a k tomu radiálně posunuty

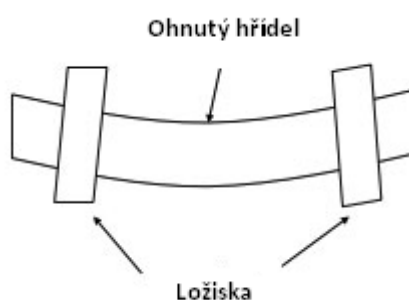


**Obr. 2.6** Paralelní a úhlové přesazení [9]

Je třeba si uvědomit, že při špatném vyrovnaní dochází k násilnému spojení přírub spojek, což vede k ohybovému namáhání rotoru při otáčení. Pro správné ustavení se používají úchylkoměry, avšak v poslední době nabývají na popularitě různé laserové ukazatele, které jsou oblíbené díky své jednoduchosti a přesnosti.

#### 2.3.6. Ohnutý hřídel

Podobně jako nevyváženost způsobuje ohnutý hřídel vibrace a nadměrné dynamické zatěžování ložisek. Následkem únavy materiálu pak mohou vznikat závady ložisek.



**Obr. 2.7** Ohnutý hřídel [10]

### **2.3.7. Mechanické uvolnění**

Pokud je stroj pod zatížením, postupným opotřebováním a následnými vibracemi může docházet k uvolnění různých kotvicích prvků a tím k dalšímu zvětšení vibrací. Ve většině případů je doprovázen mechanickými rázy, jež zvyšují hlučnost stroje.

## **2.4. Kritéria hodnocení vibrací dle ČSN ISO 10816**

Norma určuje instrukce pro hodnocení stavu stroje dle dvou kritérií.

### **2.4.1. Velikost vibrací**

V normě jsou definovány mezní hodnoty čtyř pásem mohutnosti vibrací ve frekvenčním pásmu 10 – 1000Hz

Pásmo A – Vibrace nově přejímaných strojů.

Pásmo B – Stroje, jejichž vibrace se nacházejí v tomto pásmu, mohou být většinou provozovány po neomezenou dobu.

Pásmo C – V tomto pásmu vibrací jsou stroje považovány za neuspokojivé pro dlouhodobý provoz, avšak jsou schopné provozu do doby opravy.

Pásmo D – Vibrace tohoto pásma jsou natolik nebezpečné, že mohou při provozu vyvolat poškození stroje, případně havárii.

Zařazení stroje do pásma umožní rozhodnutí o dalším provozu stroje, navržení nezbytných opatření případně naplánování oprav.

Státní norma doporučuje rozdělení strojů do šesti skupin z důvodu hodnocení chvění:

Skupina 1.: Malé průmyslové stroje o příkonu do 15kW

Skupina 2.: Středně velké stroje o příkonu 15 až 75kW

Skupina 3.: Velká soustrojí jen s rotujícími díly na tuhých základech (turbokompresory)

Skupina 4.: Velká soustrojí na pružných základech (turbíny)

Skupina 5.: Stroje s nevyváženými rušivými silami (kompresory, pístové motory) na tuhých základech

Skupina 6.: Nevyvážené, pružně uložené stroje (odstředivky, tlukadlové mlýny, třídiče atd.)<sup>2</sup>

Stupeň intenzity kmitání		Skupina stroje					
Označení	Ef. rychlost [mm/s]	1	2	3	4	5	6
0,71	0,45 až 0,71				A		
1,12	0,71 až 1,12						
1,8	1,12 až 1,8						
2,8	1,8 až 2,8			B			
4,5	2,8 až 4,5						
7,1	4,5 až 7,1			C			
11,2	7,1 až 11,2						
18	11,2 až 18		D				
28	18 až 28						
45	28 až 45						
71	45 až 71						

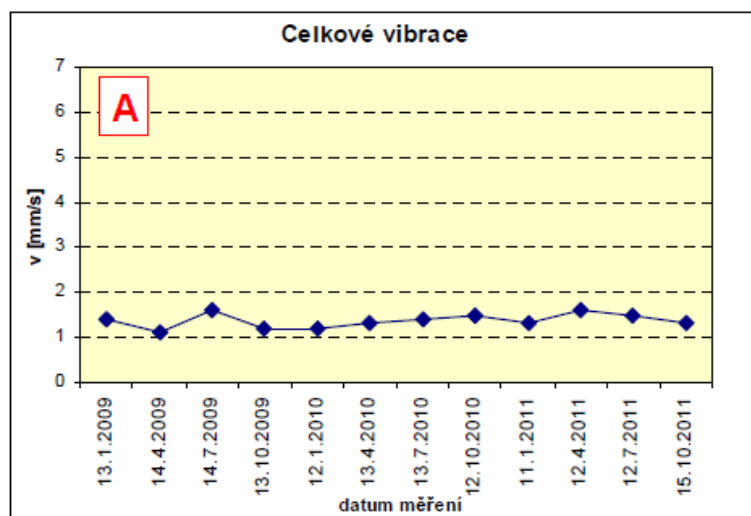
*Obr. 2.8 Hodnoty chvění strojů [11]*

#### 2.4.2. Změna velikostí vibrací

Pro posouzení stavu stroje dle kritéria dvě potřebujeme použít trvalé monitorování. Zde mají velmi významnou roli trendy (vývoj sledované veličiny v čase). Tady jsou znázorněny čtyři možné trendy.:

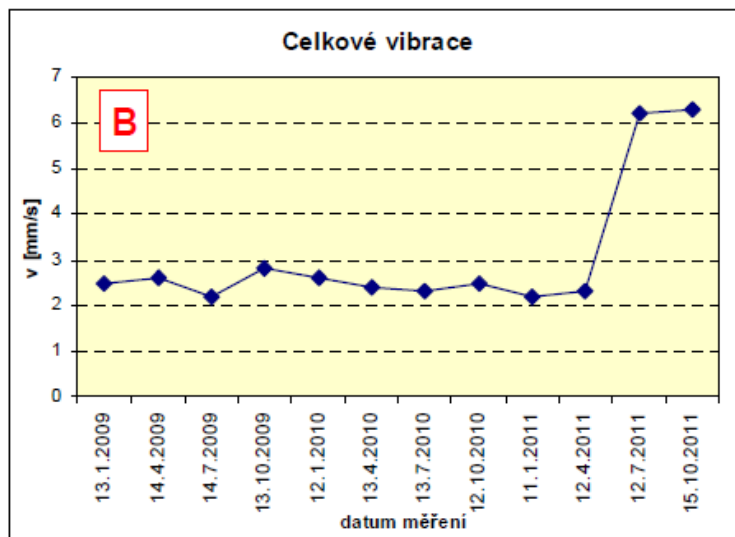
<sup>2</sup> <http://www.scribd.com/doc/70107792/116/KRITERIA-K-POSOUZENI-VIBRACI> [11]

A – Trvale dobrý stav bez závady



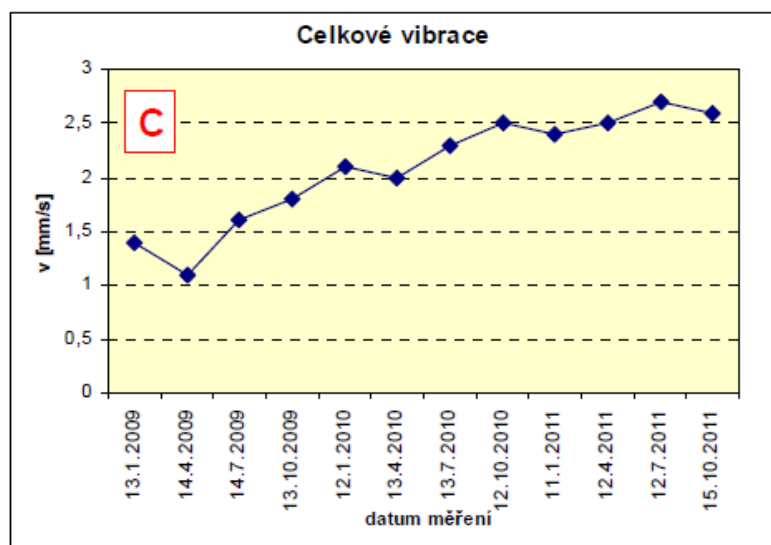
*Obr. 2.9 Pásmo vibrací A [2]*

B – Náhlá změna stavu stroje (odlomení části, porucha atd.)

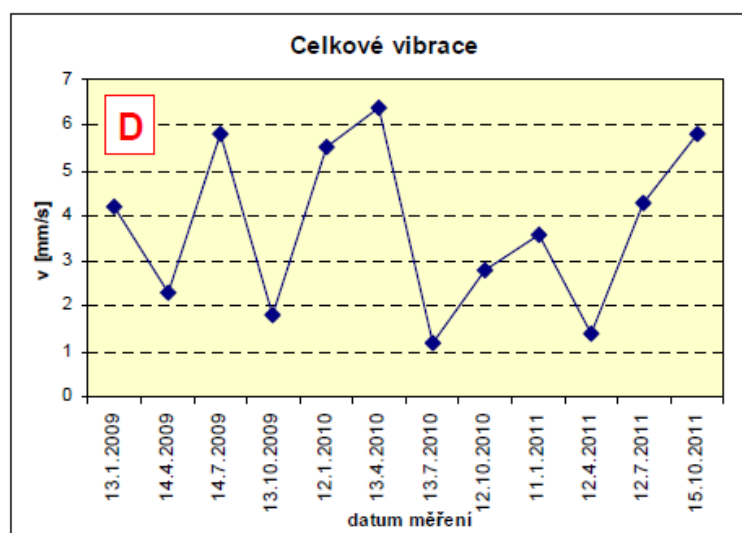


*Obr. 2.10 Pásmo vibrací B [2]*

## C- Poškození v důsledku opotřebení

*Obr. 2.11 Pásmo vibrací C [2]*

D – Nesmyslný výsledek, způsobený špatným měřením nebo nevhodným zvolením měřicího místa

*Obr. 2.12 Pásmo vibrací D [2]*



## 2.5. Rezonance

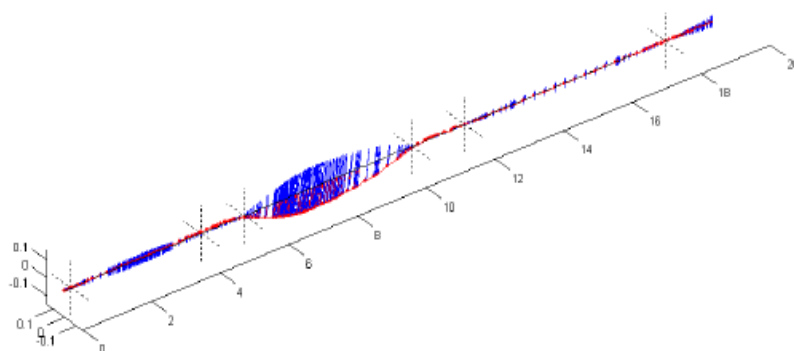
Rezonance sama o sobě vibrace nezpůsobuje, může je pouze zesilovat až do nepřijatelných hodnot. Při silovém působení na části strojního systému se tyto části rozkmitají a doba kmitání závisí na tuhosti a hmotnosti dané pohonné jednotky. Rezonance na hřídeli se nazývají „kritické otáčky“

Tento pojem znamená, že se otáčková frekvence daného rotoru přiblíží jeho rezonanční frekvenci, takže se neúměrně zvyšují vibrace. Z toho plyne, že pokud se pracovní otáčky stroje shodují s kritickými otáčkami, nastávají vážné problémy s velkými vibracemi stroje.

Vyvstává zde otázka, jak odhalit tyto rezonanční problémy. Odpovědí je hned několik:

První možností je zvolit správný teoretický výpočet. Další možnost nabízí modální analýza, kde je ale zapotřebí drahého jednoúčelového softwaru, jenž si většina menších firem nemůže dovolit. A proto můžeme použít vlastní postup jednoduchého testu na rezonanci. Při tomto testu zvyšujeme otáčky stroje a zároveň sledujeme velikost vibrací. Ty se zpočátku zvětšují úměrně otáčkám, ale po přiblížení rezonanční frekvenci nastává prudké zesílení a po dalším zvýšení otáček se vibrace postupně snižují.

Řešením tohoto problému (pokud již známe velikost kritických otáček) je zvýšení nebo snížení pracovních otáček tak, aby se lišily od rezonanční frekvence alespoň o 30%.



**Obr. 2.13** Příklad kritických otáček na turbíně [13]

### 3. SNÍMÁNÍ VIBRACÍ

Vibrace jsou způsobeny dynamickým namáháním stroje, technickým stavem ložisek, hřídelí převodovek, nevývahou rotujících částí nesouosostí, stykem třecích ploch, vůlemi pohybových součástí volnými pohyby částic apod. Při měření vibrací by měl vstupní signál co nejpřesněji odpovídat skutečným vibracím. Abychom mohli měřit vibrace, potřebujeme k tomu nějaké technické vybavení a to od jednoduchých měřidel po vícekanálové analyzátory vybavené mnoha funkcemi pro usnadnění měření a analýzu naměřených dat.

#### 3.1. Snímače vibrací

V podstatě existují pouze dva základní typy snímačů pro zkoumání vibračního stavu.

Seismická zařízení, která se běžně montují na konstrukci stroje a ukazují absolutní hodnotu vibrací, nebo snímače relativní výchylky, které měří vibrační výchylku a střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje.

Jak již bylo řečeno, měřit můžeme kteroukoliv ze tří veličin pro popis kmitavého pohybu.

- Snímače výchylky
- Snímače rychlosti
- Snímače zrychlení

U jednotlivých snímačů se liší jejich frekvenční a dynamický rozsah, proto je důležité vhodně zvolit typ snímače. Tato volba závisí jednak na typu měření, zda měříme vibrace rotoru nebo skříně stroje, a samozřejmě také na frekvenčním rozsahu.

#### 3.2. Snímače výchylky

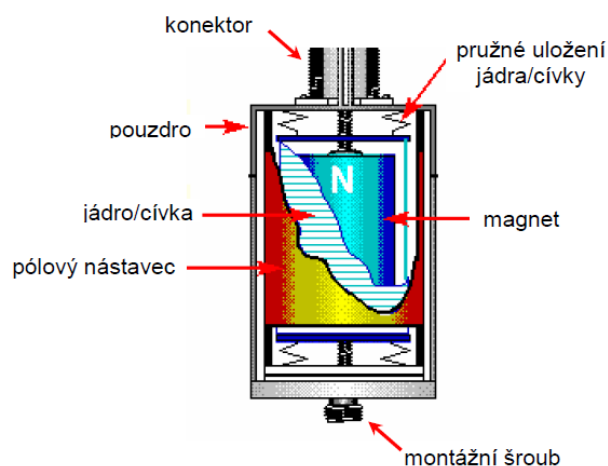
Pro měření výchylky existuje několik typu snímačů. Nejstarším z nich je mechanické klouzátko, v současné době je nejpoužívanějším typem bezkontaktní

snímač na bázi vířivých proudů. Z dalších typů můžeme zmínit třeba laserové, ultrazvukové, kapacitní a indukční snímače. Tyto snímače měří relativní vibrace hřídele vůči statorové části zpravidla vůči ložisku.

Snímače tohoto typu jsou dodávány k daným materiálům hřídele a nemohou být použity pro hřídele vyrobené z jiného materiálu. Jelikož výstupní napětí závisí na frekvenci elektromagnetického pole, na jeho vodivosti a magnetické propustnosti.

### 3.3. Snímače rychlosti

Snímač rychlosti vibrací (velometr) je seismické zařízení, které vytváří napěťový signál stejně velký jako je mechanická vibrační rychlosti tělesa. Typický snímač rychlosti vibrací má uvnitř snímače cívku, jež vlivem vibrací kmitá v poli permanentního magnetu.



**Obr. 3.1** Snímač rychlosti [2]

Při montáži takového snímače musíme dbát na citlivost jeho osy. Tyto snímače se liší svou konstrukcí zvláště pro vertikální a horizontální směr. Navíc jsou velice citlivé na boční vibrace, které mohou tento snímač znehodnotit.

Výhodou snímačů rychlosti je, že jsou levné a poměrně hodně citlivé i na drobné vibrace, jsou ale zároveň velice křehké a náchylné na jakékoliv otřesy. Nejsou proto vhodné pro ruční měření, ale uchycují se na skříň stroje pomocí šroubu. Novějším

typem snímačů rychlosti jsou pak laserové snímače, ty se ale pro svou vysokou cenu v diagnostice příliš nepoužívají.

### 3.4. Snímače zrychlení

Snímače zrychlení neboli akcelerometry jsou v dnešní době nejrozšířenější přístroje na snímání vibrací. Tento přístroj má oproti dvěma předešlým nejméně nevýhod. Z toho plyne, že pokud potřebujeme zjistit výchylku nebo rychlost vibrací, dá se tato informace dopočítat ze zrychlení pomocí integrace, jak již bylo řečeno v předchozí kapitole.

Princip činnosti tohoto snímače spočívá v tom, že při deformaci destičky piezoelektrického materiálu vzniká elektrický náboj přímo úměrný této deformaci. Keramická destička je uložena mezi dvěma hmotami, z nichž jedna je volně zavěšena na pružině a druhá pevně spojena s pouzdrem snímače. Při vibracích stroje pak kmitá pouze část pevně spojena na rozdíl od pružného prvku, který zůstává v klidu. Tím vzniká tlak na piezoelektrický prvek, jenž se deformuje.

Akcelerometry jsou vyráběné v různých velikostech a vyznačují se velkým dynamickým rozsahem (0,1Hz do 30kHz). Jsou přednostně používány v aplikacích s malými objekty majícími malou montážní plochu nebo při vysokých teplotách a v prostředích se silným magnetickým polem.



**Obr. 3.2** Snímač zrychlení [14]

Konstrukce akcelerometru umožňuje upevnit snímač na skříň stroje v jakékoliv poloze na rozdíl od snímače rychlosti. Avšak musíme dbát na to, aby místo pro uchycení snímače bylo hladké a čisté tak, aby nedocházelo k deformacím základny snímače. Akcelerometry jsou vyráběny ve třech provedeních smykový, tlakový a ohybový. Nejběžnějším typem pro měření absolutních vibrací je smykový akcelerometr.

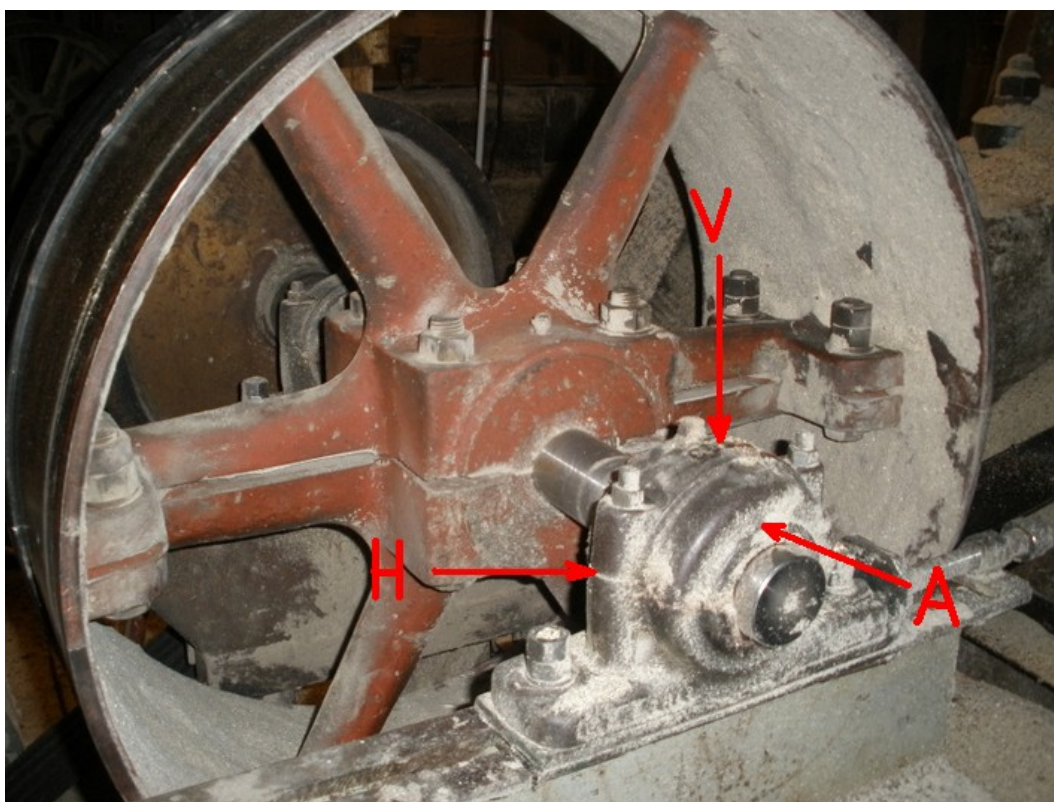
Způsob uchycení akcelerometrů na skříň stroje je docela snadná. Obecně se akcelerometry montují na stacionární (nepohyblivou) část stroje. Při výběru místa pro měření musíme dbát na to, aby byl snímač uchycen v místě největších vibrací skříně stroje. Nevhodným výběrem místa nebo nekvalitním upevněním můžeme dostat zkreslené výsledky nebo zcela znehodnotit měření. Způsob uchycení volíme tak, aby snímač bezpečně fungoval ve svém frekvenčním rozsahu. Existuje několik způsobů uchycení snímačů na skříň stroje:

- Magnet – nejpoužívanější a nejrychlejší způsob uchycení snímače, nutnost dbát na čistotu dosedací plochy.
- Šroub - nejspolehlivější způsob uchycení, jenž pouze nepatrně ovlivňuje výsledky měření, díra pro šroub musí být rovná a kolmá k měřenému povrchu.
- Lepidlo – je třeba dbát na použití kvalitního lepidla, jelikož u některých lepidel (s přísadou měkčích složek) dochází k výraznému snížení frekvenčního rozsahu, nepoužitelné pro vyšší teploty.
- Včelí vosk – rychlý a snadný způsob montáže, který je ale díky použitelnosti jen do 40°C v diagnostice nevhodný. Využití najde především v laboratorních podmínkách.

### 3.5. Výběr měřících míst

Na správném umístění snímačů závisí přesnost a kvalita měření. Skutečné umístění snímačů pro monitorování stroje závisí na daném objektu a na vibrodiagnostických veličinách. Obvykle se doporučuje umístění snímačů na ložiskových domcích nebo v jejich těsné blízkosti. Hlavní osa snímače by se měla orientovat na osu rotace a cesta šíření signálu by měla být co nejkratší. Nesmíme zapomenout na to, že měření se má provádět za provozních podmínek, nejlépe při plném zatížení.

Vibrace by měly být měřeny v jednom až třech směrech – vertikálním (V), horizontálním (H) a axiálním (A) dle potřeby. Největší vibrace se vyskytují většinou v horizontální rovině (pro výskyt nevývahy), kdežto ve vertikální bývají díky tuhosti konstrukce zpravidla menší.



*Obr. 3.3 Volba měřících míst na stroji*

## 4. NAMĚŘENÁ DATA A JEJICH ZPRACOVÁNÍ

### 4.1. Měření velikosti vibrací

#### Použitý analyzátor

Snímání údajů bylo prováděno vícekanálovým analyzátozem A4400 od firmy ADASH, který je schopen měřit 4 kanály najednou. Má paralelní signálové procesory pro rychlejší zpracování dat. A může být použitý jako: [7]

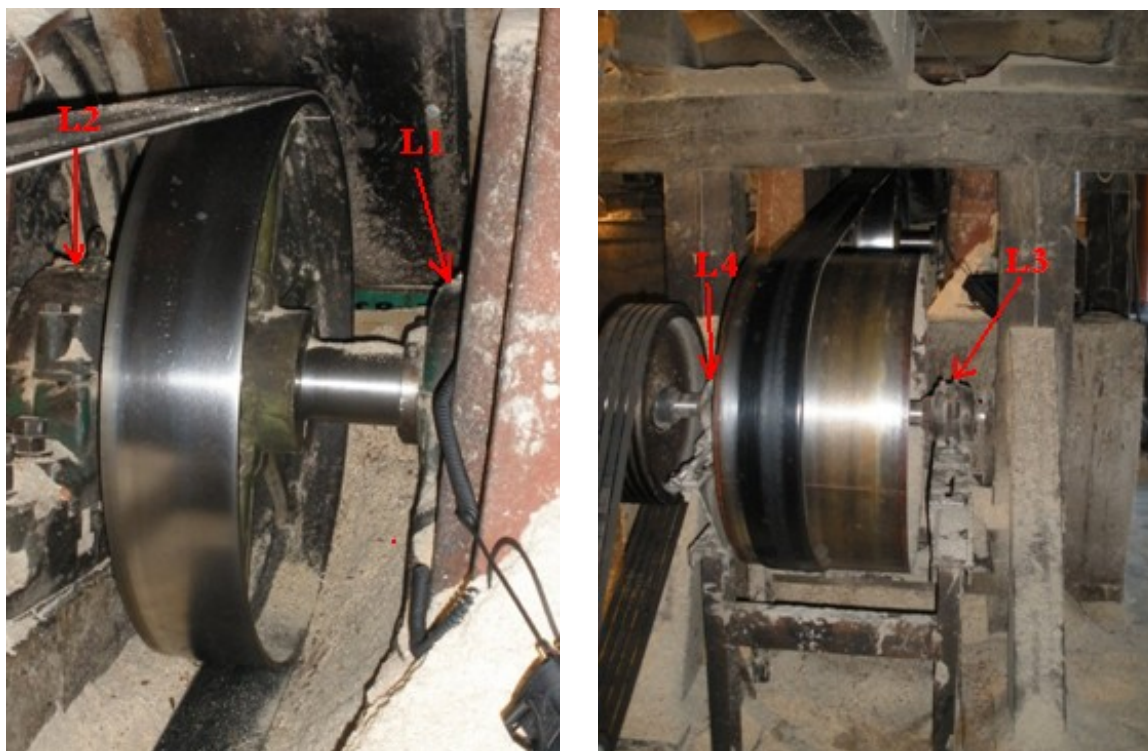
- Analyzátor,
- Datakolektor (pochůzka),
- Měření rozběhů (doběhů),
- Vyvažovačka,
- Záznam signálu,
- Stetoskop. [7]



*Obr. 4.1 Analyzátor A4400 [7]*



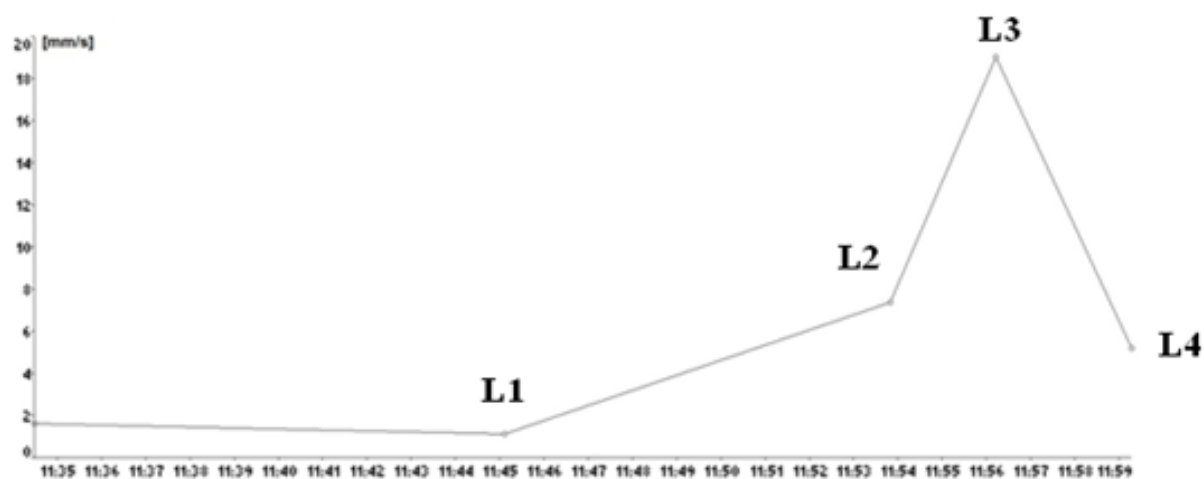
Měření bylo prováděno na ložiskových domech na co nejkratší vzdálenosti k ložisku. Na měření byl použit tříosý snímač vibrací, kterým je možno měřit vibrace ve vertikálním, horizontálním i axiálním směru. Snímač byl na ložiskový domek upevněn pomocí magnetu.



*Obr. 4.2-3 Označení měřících míst*

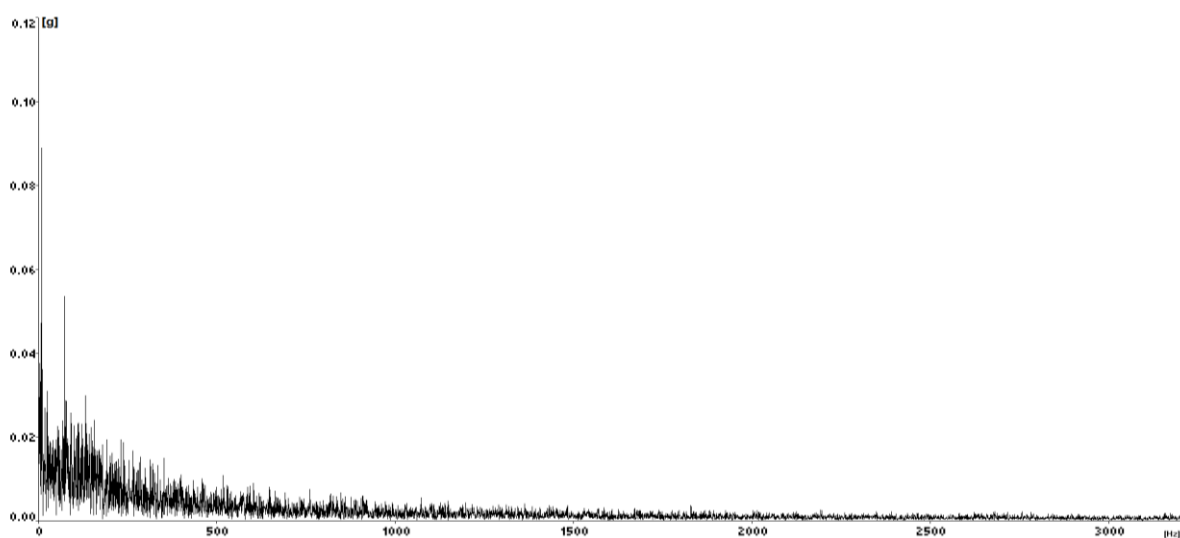


Na časovém diagramu RMS vidíme jednotlivé časy měření a maximální výskyt vibrací na ložiskovém domku L3.



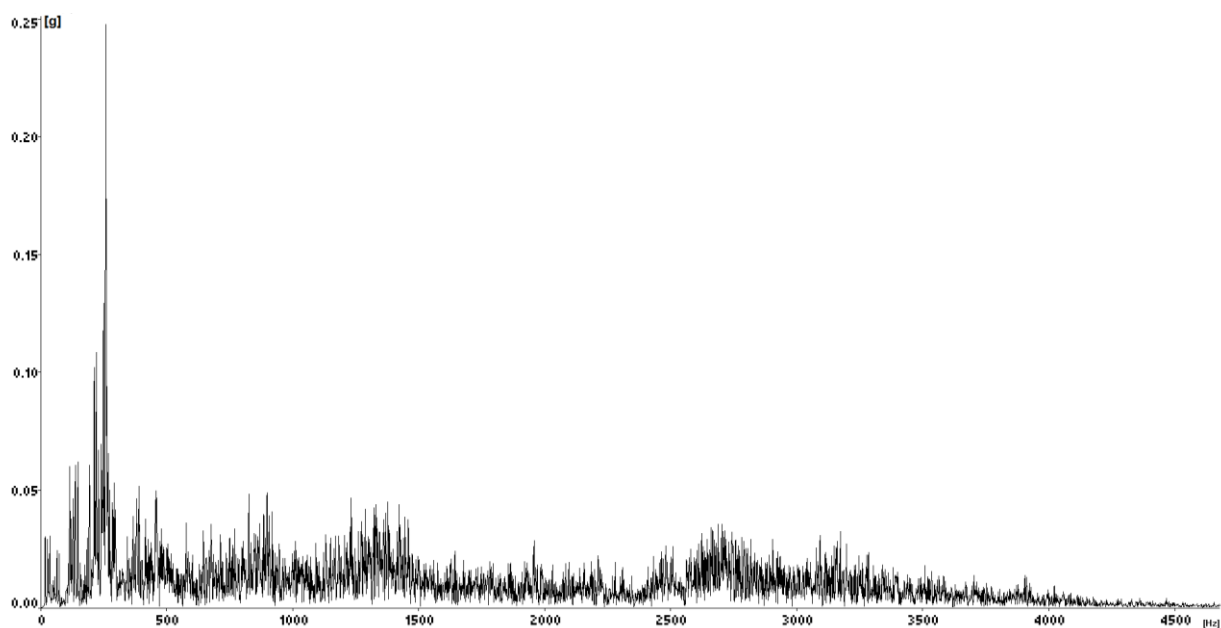
*Obr. 4.4 Časový diagram měření RMS*

Ve spektru obálky ložiska L1 jsou pouze nevýrazné amplitudy, které neodpovídají poruchovým frekvencím.

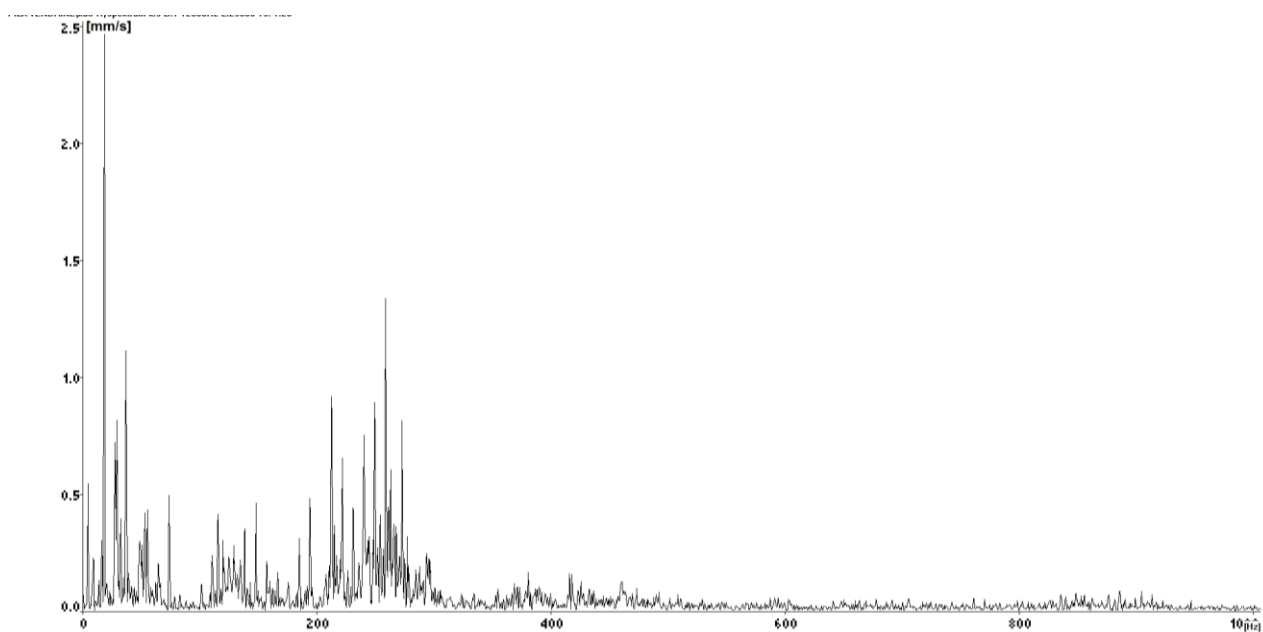


*Obr. 4.5 Obálka spektra zrychlení na ložisku L1*

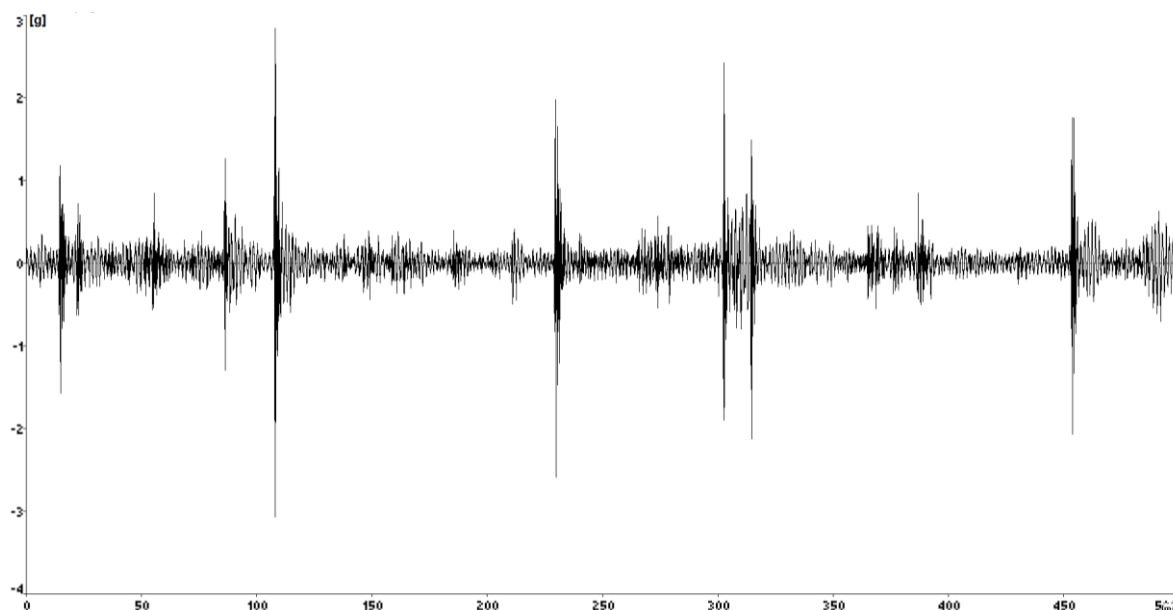
Frekvenční spektrum zrychlení ložiska L3 může vykazovat začínající pitting.



***Obr. 4.6*** Frekvenční spektrum zrychlení ložiska L3



***Obr. 4.7*** Frekvenční spektrum rychlosti ložiska L3



*Obr. 4.8 Časový signál zrychlení ložiska L3*

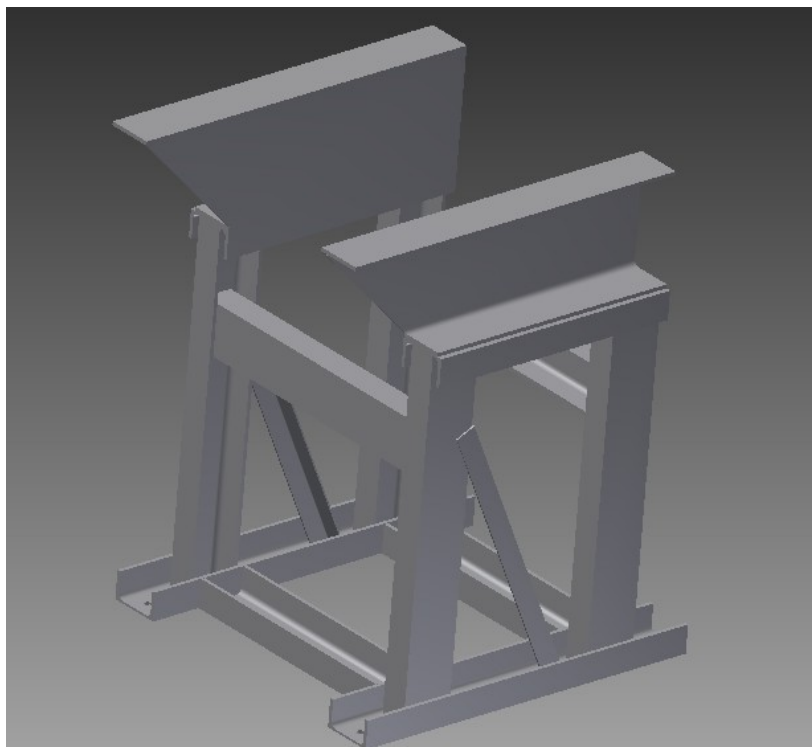
#### 4.2. Pevnostní analýza opěrného rámu

Jelikož se největší vibrace vyskytovaly na hřídeli malého oběžného kola, pokusil jsem se vyztužit jeho opěrný rám tak, aby se maximálně eliminovaly tyto vibrace. Zvýšené vibrace na hřídeli malého oběžného kola mohlo způsobit slabé napnutí řemene, ohnutý hřídel nebo malá tuhost opěrného rámu.

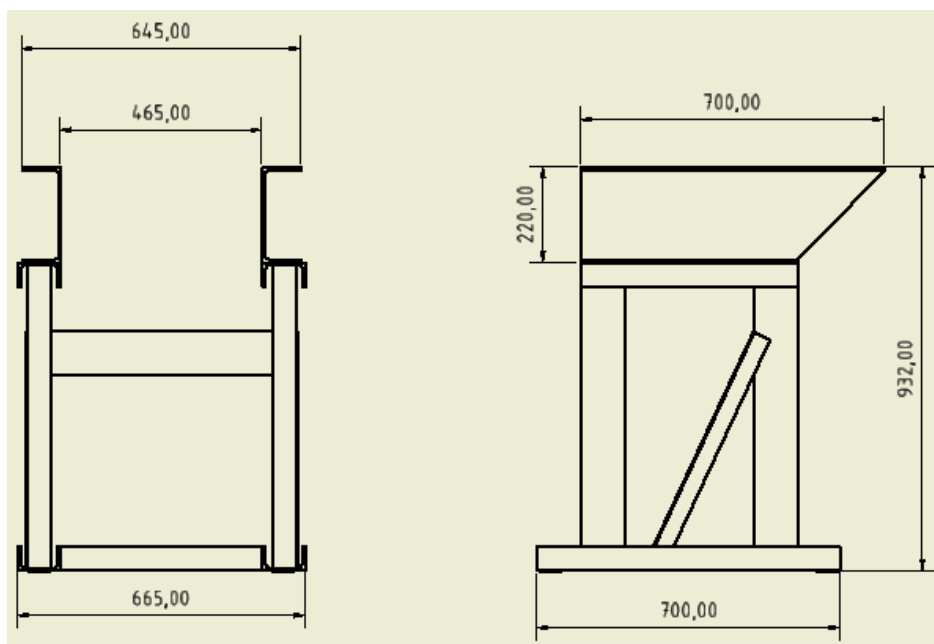


***Obr. 4.9*** Fotka opěrného rámu

V programu Autodesk Inventor jsem vytvořil 3D model opěrného rámu a na něm provedl pevnostní analýzu. Zjistil jsem nízkou první vlastní frekvenci na horní podložce oběžného kola.



**Obr. 4.10** 3D model opěrného rámu



**Obr. 4.11** Opěrný rám se základními kótami

Při měření jsem odhalil volný kotvící šroub rámu a dále prasklou zadní vzpěru rámu. Předpokládám, že tuto vadu mohly způsobit zvýšené vibrace a únava materiálu. V Inventoru jsem pak vytvořil modální analýzu a zaměřil se na omezení těchto rezonancí pro zlepšení tuhosti opěrného rámu.



***Obr. 4.12** Vadný kotvící šroub*



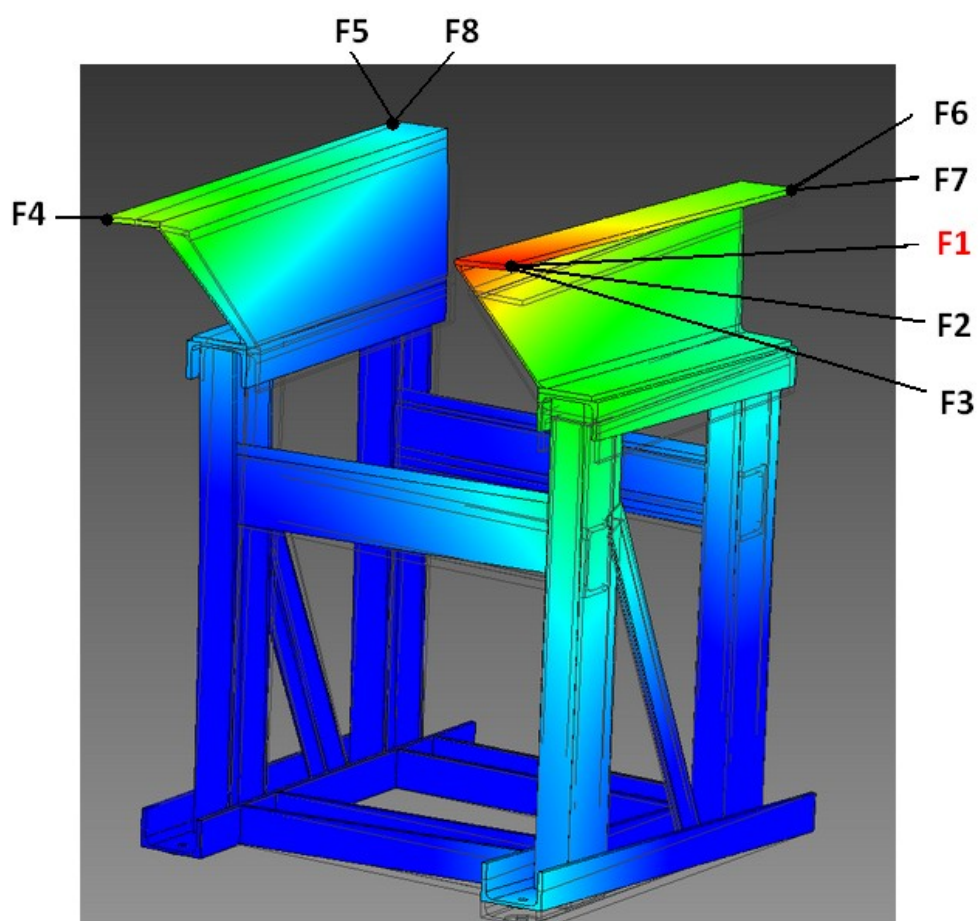
***Obr. 4.13** Detail ulomené zadní vzpěry*



Skutečný stav rezonance rámu. Pevné spojení se základovou deskou realizováno pouze třemi šrouby. Z obrázku je patrná nízká první vlastní frekvence  $F1 = 28,11\text{ Hz}$ . Vlastní frekvence  $F1 - F3$  jsou podobné a působí ve špičce podložky oběžného kola. Zbylé frekvence nejsou již tak výrazné.

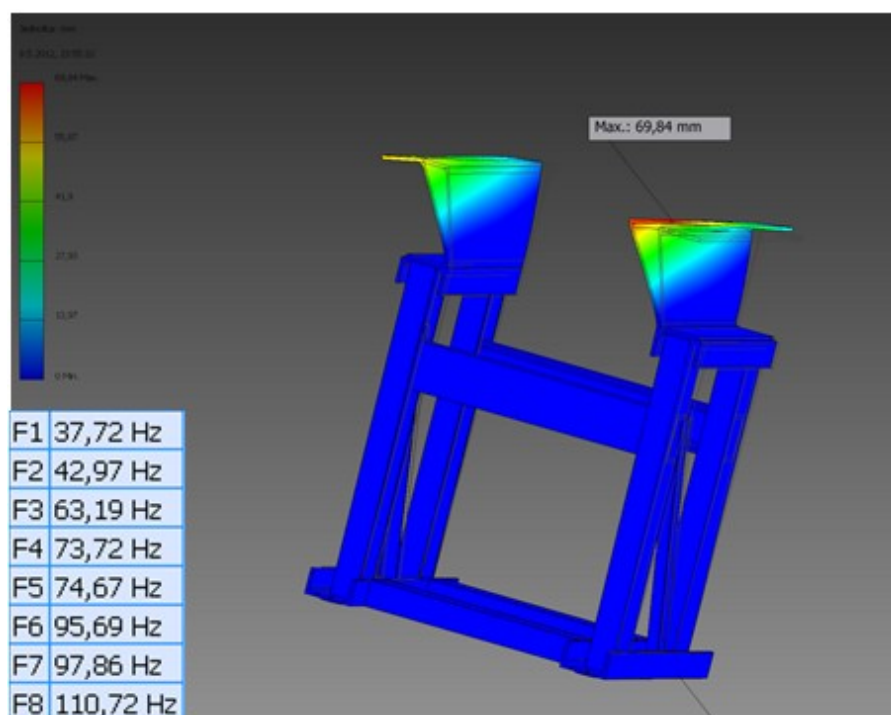
Frekvenční hodnoty:

F1	28,11 Hz
F2	41,72 Hz
F3	44,27 Hz
F4	64,16 Hz
F5	74,02 Hz
F6	74,72 Hz
F7	108,92 Hz
F8	135,06 Hz



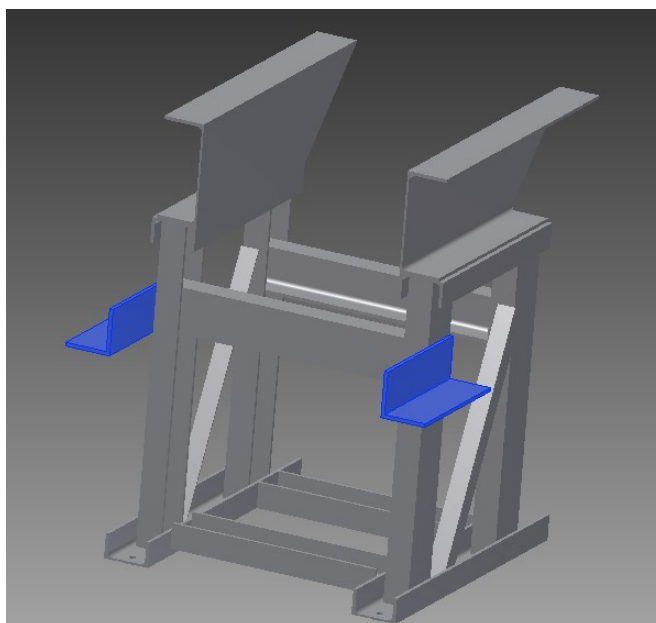
**Obr. 4.14** Vlastní frekvence rámu s volnou patkou a vyznačením působnosti rezonancí

Modální analýza se všemi čtyřmi šrouby – zjevné zlepšení tuhosti.



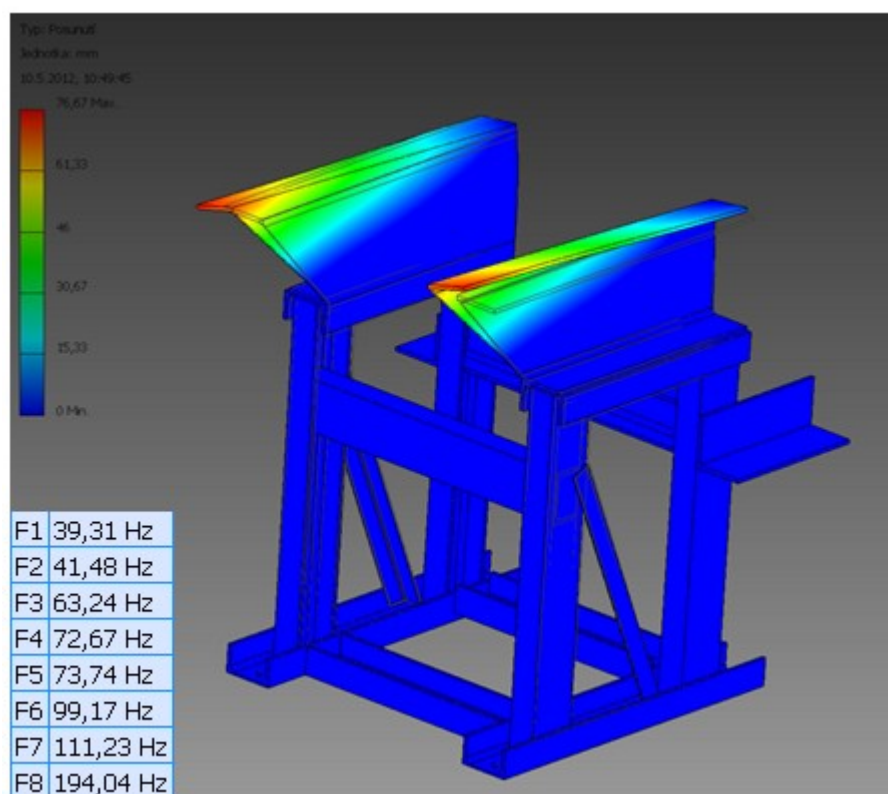
**Obr. 4.15** Simulace modální analýzy a její frekvenční hodnoty

Navařením zadních vzpěr dosáhneme dalšího zvýšení tuhosti rámu.



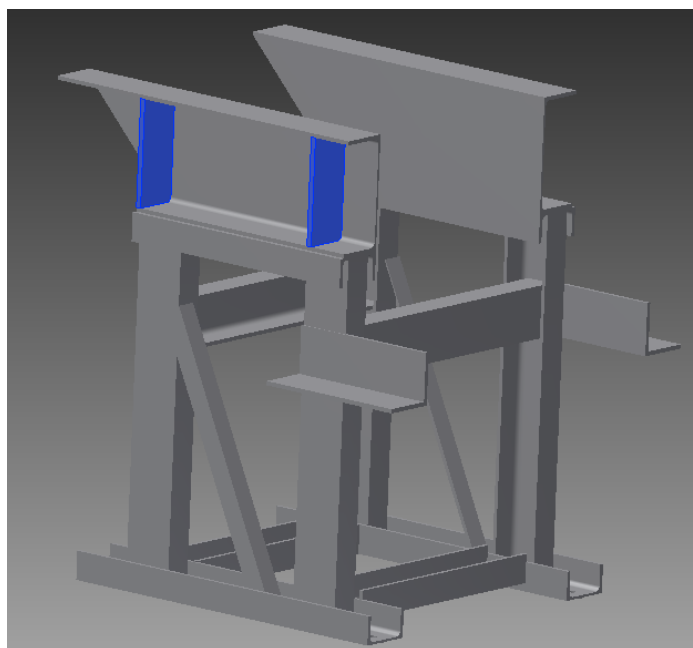
**Obr. 4.16** Zadní vzpěry rámu



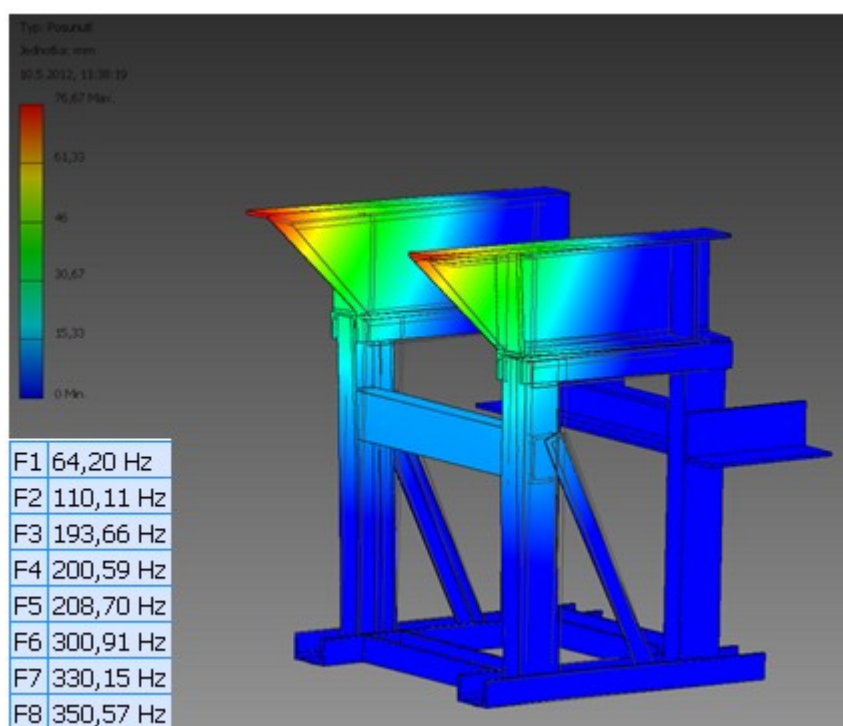


**Obr. 4.17** Simulace modální analýzy se zadními vzpěrami a její frekvenční hodnoty

Pro dosažení nejlepších výsledků umístíme do největší rezonanční zóny výztuhy.



**Obr. 4.18** Vyztužený rám



**Obr. 4.18** Modální analýza vyztuženého rámu a jeho frekvenční hodnoty

## 5. ZÁVĚR

V této bakalářské práci jsem se zabýval aplikováním metod technické diagnostiky, zejména pak vibrodiagnostiky na rámové pile ve firmě Jewa.

Začátek je věnován popisu rámové pily, jejím výhodám a nevýhodám. Následuje stručný popis diagnostiky, zvláště pak vibrodiagnostiky.

Měření bylo realizováno vícekanálovým analyzátozem (viz kap. 4.1) a k němu připojeným tříosým snímačem. Jelikož byly na hřídeli malého oběžného kola naměřeny nadměrné vibrace, snažil jsem se navrhnout úpravy pro jejich eliminaci. V programu Autodesk Inventor jsem vytvořil 3D model opěrného ocelového rámu pod oběžné kolo. U tohoto modelu jsem provedl simulaci modální analýzy. Zjistil jsem nízkou vlastní frekvenci na podložce oběžného kola. Při měření jsem pak odhalil volný kotvící šroub rámu a ulomené zadní vzpěry. Pro ověření těchto závad jsem opět v programu Autodesk Inventor simuloval modální analýzu a snažil se tento rám vhodně upravit tak, aby se zvýšila první vlastní frekvence rámu. Proto jsem navrhnul vyměnit volný šroub, navařit zadní vzpěry rámu pro navýšení tuhosti a znovu jsem provedl simulaci modální analýzy. Výsledky vykazovaly značné zvýšení první vlastní frekvence rámu. Pro dosažení nejlepších výsledků bych nakonec doporučil menší konstrukční úpravu, a to přidání ocelových výztuží na podložce oběžného kola.

## 6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II. – Vibrodiagnostika*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2004, 178s., ISBN 80 – 248 - 06509
- [2] BILOŠ, J. – BILOŠOVA, A.: *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Vibrační diagnostika* [online]. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2012, 97s., [cit. 2012-05-7]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaVIBDI\\_skripta.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaVIBDI_skripta.pdf)
- [3] BILOŠOVA, A.: *Týmová cvičení předmětu Vibrační diagnostika* [online]. 1. Vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2011, 56s., Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena\\_VibDi.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena_VibDi.pdf)
- [4] *Obsluha rámových pil*. Dom techniky ZSVTS, Žilina 1992, 44s., [cit. 2012-05-7]. ISBN 80-231-0259-1.
- [5] TŮMA, J.: *Zpracování signálu získaných z mechanických systémů užitím FFT*. 2. Vydání, Sdělovací technika, Praha 1997, 174s., ISBN 80 – 901936 – 1 - 7
- [6] BERRY, James E.: *Illustrated Vibration Diagnostics Chart* [online]. Český překlad.: *Technical associates of Charlotte*, 2005 [cit. 2012-05-7]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni\\_diagnostika/VIBDI\\_4b.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/VIBDI_4b.pdf)
- [7] Adash s.r.o. *A4400 - VA4Pro : Informační leták* [online]. 2011 [cit. 2012-05-7]. Dostupné z: [http://www.adash.cz/doc/a4400/A4400\\_info\\_CZ.pdf](http://www.adash.cz/doc/a4400/A4400_info_CZ.pdf)
- [8] JEW A s.r.o. *JEW A* [online]. 2010 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.jewa.cz/?page=home>
- [9] *Machinery lubrication* [online]. 2002 [cit. 2012-05-16]. Dostupné z: <http://www.machinerylubrication.com/Read/421/coupling-lubrication>
- [10] *Vibration Analysis* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: [http://www.xyobalancer.com/\\_blog/XYO\\_Balancer\\_Blog/post/Vibration\\_Analysis\\_Bent\\_Shaft/](http://www.xyobalancer.com/_blog/XYO_Balancer_Blog/post/Vibration_Analysis_Bent_Shaft/)

[11] KAMINSKÝ, J. – KOLARČÍK, K.: *Kritéria k posouzení vibrací*. [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/70107792/116/KRITERIA-K-POSOUZENI-VIBRACI>

[12] Pohledávková s.r.o. *Rámovkový vozík* [online]. 2004 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.pohledavkova.cz/prospekt.php?id=276>

[13] *Kritické otázky* [online]. [cit. 2012-05-16]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni\\_diagnostika/VIBDI\\_3\\_str26az44.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/VIBDI_3_str26az44.pdf)

[14] Aura a.s. *Aktivní snímač vibrací ASV6* [online]. 2012 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: [http://www.auranet.cz/eshop/index.php?route=product/product&product\\_id=105](http://www.auranet.cz/eshop/index.php?route=product/product&product_id=105)

**Poděkování:**

Rád bych poděkoval společnosti JEWA s.r.o., díky které mohla tato bakalářská práce vzniknout. Zejména bych pak chtěl poděkovat panu Ing. Radkovi Heczkovi za jeho vstřícný a trpělivý postoj při zhotovování této práce. Nakonec bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Janu Blatovi Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky.